

ANÁLISIS TEÓRICO DE LA RESPUESTA DE LA RAMA DE CAFÉ ANTE LA APLICACIÓN DE IMPACTO MECÁNICO

Eduard A. García Galeano¹; Fernando Alvarez Mejía²;
Carlos Eugenio Oliveros Tascón³; Iván Dario Aristizábal Torres⁴

RESUMEN

En CENICAFÉ se estudió teóricamente el efecto de la aplicación de impacto mecánico sobre la rama, para lo cual se analizaron dos modelos matemáticos para el estudio de la vibración generada por excitación impacto, encontrándose que el modelo basado en la teoría excitación tipo impulso predice con mayor exactitud la respuesta de la rama ante la aplicación de impacto, difiriendo en un 38% de lo obtenido experimentalmente. El segundo modelo analizado (modelo de Kelvin) difirió en un 85% de lo encontrado experimentalmente.

Palabras claves: Cosecha mecánica, Café, Impacto mecánico, Vibración.

ABSTRACT

THEORETICAL ANALYSIS OF THE ANSWER OF THE COFFEE BRANCH BEFORE MECHANICAL IMPACT

¹ Ingeniero Agrícola. Profesional Básico. Centro Nacional de Investigaciones de Café. CENICAFÉ. Chinchiná - Caldas, Colombia.

² Profesor Asociado. Universidad Nacional de Colombia, Facultad de Ciencias Agropecuarias. Apartado 1779. Medellín.

³ Investigador Científico III. Ingeniería Agrícola Centro Nacional de Investigaciones de Café. CENICAFÉ. Chinchiná - Caldas, Colombia.

⁴ Instructor Asociado. Universidad Nacional de Colombia. Facultad de Ciencias Agropecuarias. Apartado 1779. Medellín

The effect of the application of mechanical impact on the branch was studied theoretically at CENICAFÉ, for which two mathematical models to study of the vibration generated by impact excitation were analyzed, being that the analyzed model that predicts with major exactitude the answer of the branch before the application of impact is based at the impulse type theory excitation, differing in a 38% from the obtained experimentally. The second analyzed model (model of Kelvin) differed in a 85% from the found experimentally

Key words: Mechanical harvest, Coffee, Mechanical Impact, Vibration.

El análisis teórico de vibraciones en los sistemas mecánicos ha sido ampliamente estudiado dado el gran interés para predecir sobreesfuerzos variables en el tiempo que conducen al fenómeno de fatiga de los materiales, así mismo, las vibraciones mecánicas ocasionan falla de elementos por aumento rápido del desgaste de piezas en contacto que provocan el funcionamiento incorrecto y generan graves peligros para la seguridad del sistema o para la salud humana.

En los casos mencionados, la vibración se convierte en un efecto indeseable. Sin embargo en otras aplicaciones es producida para ser utilizada en diferentes maquinas agrícolas, como principio para la recolección de frutos; dentro del cual, la literatura reporta el empleo de vibraciones para la recolección de diferentes productos (Aristizábal; Oliveros; Alvarez, 1999).

Según Ortiz (1995) los vibradores se clasifican según el modo de generar la vibración, en vibradores de desplazamiento fijo, de inercia y de impacto; dentro de los grupos mencionados, los vibradores de impacto constituyen un caso interesante, ya que este principio permite inducir perturbaciones como respuesta a la aplicación de fuerzas no periódicas. Para el estudio de las vibraciones generadas por el impacto, en sistemas mecánicos se aplica la teoría de fuerzas de excitación tipo impulso y en productos vegetales se aplica una combinación de la teoría de Hertz y los modelos reológicos de Kelvin o Maxwell para impacto entre productos viscoelásticos.

Teniendo presente que en la literatura no se reporta información sobre el comportamiento de la rama o el árbol de café ante la aplicación de impacto

mecánico como fuente para inducir vibración y provocar un desprendimiento de frutos, se presenta en este trabajo un estudio teórico, que permite ampliar el conocimiento de la posible respuesta de la rama ante la aplicación de una excitación tipo impacto, a partir de las teorías **Modelos reológicos**. Para efectos de ingeniería se asume que la fuerza de impacto entre productos vegetales y superficies rígidas pueden ser modeladas con uno o dos grados de libertad. El modelo de Kelvin es un modelo simple de un grado de libertad en el cual los parámetros son: la masa, la rigidez y la elasticidad característica del producto. El modelo de Maxwell consta de los mismos parámetros y elementos físicos pero es basado en un arreglo físico diferente. En este modelo el sistema presenta dos grados de libertad. Ambos sistemas son representados por un resorte y un amortiguador, el resorte

mencionadas anteriormente. En este artículo se presentan los resultados obtenidos de comparar los modelos teóricos con los datos experimentales.

CONCEPTOS GENERALES

simula la parte elástica del material (energía recuperable) y el amortiguador simula las fuerzas de fricción interna (energía disipada), ambos modelos se muestran en la Figura 1 (Mohsenin, 1986; Muller, 1978; Srivastava, 1993).

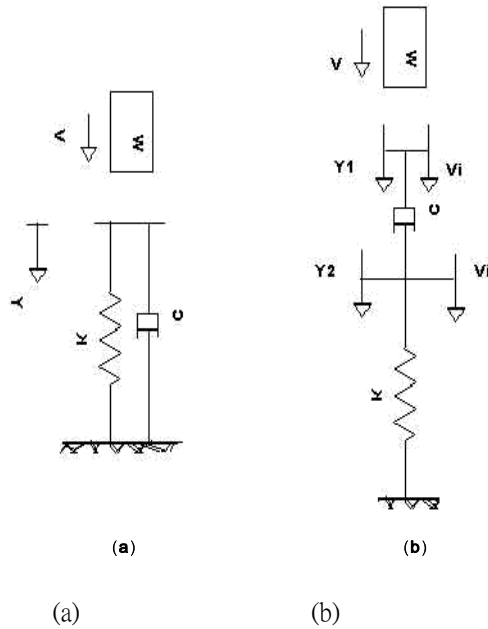


Figura 1. (a) Modelo de Kelvin; (b) Modelo de Maxwell para impacto en productos vegetales.

Para el modelo de Kelvin el arreglo físico indica que la reacción del resorte y el amortiguador ante la aplicación de una fuerza es simultánea y a una tasa constante, por lo tanto, la fuerza debida al amortiguamiento salta a un valor constante inmediatamente. En cambio, en el modelo de Maxwell el resorte **Excitación tipo impulso.** La función impulso permite calcular la respuesta del sistema a una función cualquiera (no periódica) (Calero y Carta, 1999; Harris, 1996; Thomson, 1993).

reacciona instantáneamente, mientras que el amortiguador lo hace con desfase con respecto al desplazamiento del resorte, obteniéndose una deflexión diferente para ambos elementos (Mohsenin, 1986; Muller, 1978; Srivastava, 1993).

Es importante recordar el concepto de impulso (J); definido como el cambio en la cantidad de movimiento.

$$J = \int_{t_i}^{t_f} F dt = \Delta P$$

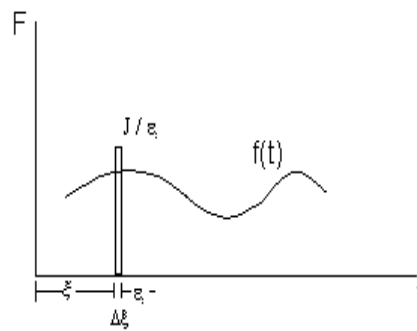
La Figura 2 muestra una función excitación $f(t)$ y una fuerza impulsiva de magnitud J/ϵ , donde ϵ es la duración de la aplicación. Cuando ϵ tiende a cero ($\epsilon \rightarrow 0$), el módulo de la fuerza crece sin

entre ambas tiende a la unidad, la función impulso obtenida se denomina impulso unitario o la función delta (δ).

Una función delta (δ) en tiempo $t = \xi$ se identifica por el símbolo $\delta(t - \xi)$ y tiene las siguientes propiedades:

$$\delta(t - \xi) = 0 \quad \text{para todo } t \neq \xi.$$

$$\delta(t - \xi) = \text{cualquier valor para } t = \xi.$$



límite (tiende a infinito) y el producto

$$\int_0^{\infty} \delta(t - \xi) dt = 1 \quad 0 < \xi < \infty$$

Luego

Figura 2. Función excitación de una fuerza impulsiva.

Sí la función impulso unitario o función delta se multiplica por cualquier función $f(t)$, el producto será nulo en todas partes excepto en $t = \xi$ y su integral

¡Error!

Como la duración de la aplicación de

$$x = \frac{x'(0)}{\omega_n} \text{sen} \omega_n t + x(0) \text{cos} \omega_n t$$

la fuerza tiende a cero, el sistema vibrará como libre, aún cuando las condiciones

¡Error!

$$x = \frac{J}{m\omega_n} \text{sen} \omega_n t$$

iniciales se verán modificadas por el impulso aplicado, luego si $x_0 = X' = 0$ antes del impulso, el impulso que actúa

$$t = 0 \rightarrow \left(\begin{array}{l} x = x_0 = 0 \\ x' = x' ? 0 = J/m \end{array} \right)$$

temporal será:

sobre la masa en un tiempo $t = 0$ producirá un cambio repentino en la velocidad dado por:

sin cambio apreciable del desplazamiento (por ser el tiempo de aplicación muy corto ($\epsilon \rightarrow 0$), teniéndose finalmente como condiciones iniciales del sistema libre:

Bajo vibración libre, el sistema masa-resorte sin amortiguamiento de un grado de libertad con condiciones iniciales, se comporta de acuerdo con la siguiente ecuación (Calero, 1999; Harris, 1996; Steidel, 1991 y Thomson, 1993).

De aquí la respuesta de un sistema masa - resorte inicialmente en reposo excitado por un impulso J es:

¡Error!

En donde

Luego la ecuación para la respuesta al impulso unitario puede expresarse como:

$$x = J * h(t) \tag{5}$$

Donde

MATERIALES Y MÉTODOS

Para estudiar las características de la vibración generada en la rama como respuesta a la aplicación de impacto, se utilizó un procedimiento teórico en el que se estudian los términos del efecto de la excitación sobre la estructura, escogiéndose como parámetro de estudio

Para determinar teóricamente el valor de la amplitud de la vibración generada en la rama, se utilizaron dos de las teorías existentes para el estudio del impacto. La primera teoría se basa en el desarrollo del modelo para impacto entre productos viscoelásticos planteado por Kelvin (Mohsenin, 1986; Muller, 1978; y Srivastava, 1993), en el cual se asume la rama como una viga en voladizo de rigidez EI , coeficiente de amortiguamiento C , longitud L e impactada por una masa M a una velocidad V .

La segunda se basa en la teoría de excitación impulso unitario (Calero, 1999; Harris, 1996 y Thomson, 1993), la cual sugiere que cuando un cuerpo es sometido a una serie de excitaciones impulso, este vibra libremente entre cada impulso; se realizó el desarrollo matemático del modelo planteado con el objeto de tomarlo como base para el estudio de la posible respuesta de la rama, dada la aplicación de una serie de impulsos repetidos J , de duración despreciable y a intervalos constantes.

$$h(t) = \frac{1}{m\omega_n} \text{sen } \omega_n t$$

el desplazamiento (amplitud), una de las cantidades que describen el movimiento con respecto al tiempo (desplazamiento, velocidad, aceleración).

Los resultados teóricos obtenidos en la amplitud con ambos modelos, fueron comparados con los valores obtenidos experimentalmente, mediante el concepto de porcentaje de error matemático (%EM), definido como:

Los valores experimentales fueron obtenidos con la ayuda de un sensor de desplazamiento (LVDT), un sistema de adquisición de datos conformado por una tarjeta Omega PCI-603E9 y un computador portátil, con los cuales se obtiene la representación gráfica de la cantidad seleccionada para un período suficiente de la excitación.

Las pruebas se realizaron con 45 ramas

¡Error!

de café variedad Colombia Roja, Se sometió la rama a la aplicación de impacto, probando distintos puntos, frecuencias y fuerzas de excitación. En la Figura 3 se muestra el montaje realizado para determinar los valores experimentales de amplitud.



Figura 3. Montaje de laboratorio para determinar experimentalmente los valores de amplitud.

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Análisis de impacto mediante modelo de Kelvin. Para efectos de análisis se supone la rama como una viga uniforme de sección constante en voladizo de rigidez E_i constante, coeficiente de amortiguamiento C y longitud L . Adicionalmente se considera el material que golpea lo suficientemente rígido, de tal forma que no se deforma y la eficiencia de transmisión del impacto es máxima, es decir la fuerza inercial del

cuerpo impactador se considera como la fuerza de impacto ($F_i = M \cdot a$).

Para el caso en estudio se tiene un cuerpo impactante de masa ($M = 0,04 \text{ kg}$) que se mueve a una velocidad V (conocida) y la cual golpea sobre la viga de masa m .

Se desea determinar la deflexión máxima debido al impacto. La Figura 4

muestra un modelo de la viga.

La deflexión máxima (y_{max}) ocurre cuando la fuerza de impacto (F_i) y las fuerzas de resistencia debidas al amortiguamiento (F_c) y a la elasticidad del material (F_k), son iguales.

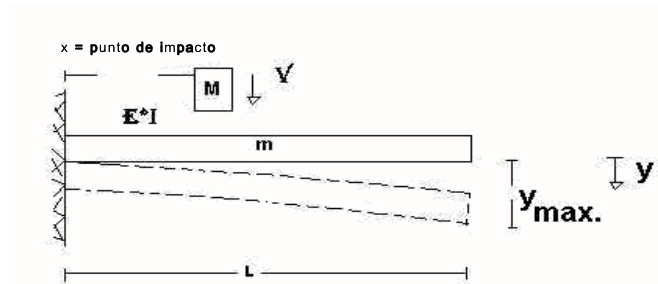


Figura 4. Modelo de viga sometida a impacto.

Utilizando el modelo de Kelvin para impacto viscoelástico (Figura 1 a) se pueden deducir las ecuaciones de impacto.

Para el cálculo se utilizará la ecuación obtenida por Ciro (5) para el coeficiente de elasticidad de la rama (K en N/m).

$$K = 958,08 * e^{-0,1302X} \quad [6]$$

Donde: x = distancia a lo largo de la

$$C = 2\xi\sqrt{mK}$$

Donde: ξ es la relación de amortiguamiento, determinada por Ciro (1997), para la rama de café según su condición de carga madura (hojas + frutos) ($\xi=0,024$); m es la masa de la rama de café.

La fuerza de resistencia debido al amortiguamiento (FC), es proporcional a la velocidad.

$$F_c = Cy' \quad (8)$$

La fuerza de resistencia debido a la elasticidad (F_k) es:

$$F_k = Ky \quad (9)$$

La fuerza de impacto (F_i) generada por la masa que golpea (M) es:

$$F_i = M*a = My'' \quad (10)$$

$$\Sigma F = 0 \rightarrow My'' + cy' + ky = 0$$

$$y'' + \frac{C}{M}y' + \frac{k}{M}y = 0$$

1178

Sean: $P = \frac{C}{M}, Q = \frac{k}{M}$

rama, tomada a partir de su punto de inserción con el tronco en cm.

El coeficiente de amortiguamiento esta dado por la ecuación (7) (Ciro, 1997; Harris, 1996 y Steidel, 1991).

Suponemos soluciones de la forma exponencial.

$$y(t) = e^{\lambda t} \quad (13)$$

La ecuación característica es:

$$\lambda^2 + P\lambda + Q = 0 \quad (14)$$

$$\lambda_{1,2} = \frac{-P \pm \sqrt{P^2 - 4Q}}{2}$$

Las raíces características son:
Como $P^2 - 4Q < 0$, es decir,

¡Error!

Reemplazando (17) en (13), se obtienen:

$$\lambda_{1,2} = \frac{-P \pm \sqrt{P^2 - 4Q}}{2} = \alpha + \beta i$$

¡Error!

¡Error!

Las condiciones iniciales son:

$$y(0) = 0; \quad y'(0) = V$$

Luego, $C_1 = 0$, y:

$$V = \beta C_2 \Leftrightarrow C_2 = \frac{V}{\beta}$$

Esta solución solo es válida mientras la masa se mantenga en contacto con la rama.

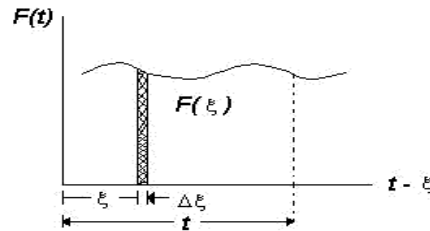
$$y = \frac{V}{\beta}$$

La deflexión máxima es:

$$\beta i = \frac{\sqrt{\left(\frac{C}{M}\right)^2 - 4\left(\frac{k}{M}\right)}}{2}$$

Donde:

Análisis de impacto utilizando la teoría para excitación impulso. Dado que se tiene la respuesta a un impulso unitario (ecuación (5)), es posible establecer la ecuación para la respuesta de un sistema lineal excitado por una fuerza arbitraria $f(t)$ (serie de impulsos) en el tiempo $t = \lambda$ mediante el uso de la integral de convolución o integral de Duhamel (Figura 5 a) (Calero y Carta, 1999; Harris, 1996 y Thomson, 1993).



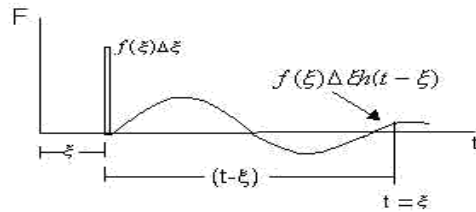


Figura 5. a) Integral de Duhamel. b) Respuesta en el tiempo a un impulso.

La respuesta en el tiempo del sistema a la fuerza impulsiva o impulso J será (Figura 5 b):

$$x(t) = f(\xi)\Delta\xi * h(t - \xi). \quad (23)$$

La cual depende del tiempo transcurrido $(t - \xi)$ y de una función de resistencia al impacto o propagación de la onda h que incluye las propiedades viscoelásticas del material.

En este modelo se supone la rama como un sistema de masa concentrada m unida a un resorte de rigidez k (con

un grado de libertad), sometida a un impulso repetido J , de duración despreciable $(\Delta\xi \rightarrow 0)$; el cual es aplicado a intervalos τ . Entre cada dos impactos la rama vibra libremente a la frecuencia natural.

$$\left(\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \right). \text{ Haciendo } t = 0$$

inmediatamente después de cada impacto, el desplazamiento y la velocidad pueden expresarse como:

$$\begin{aligned} x &= A \sin(\omega_n t + \varphi) \\ x' &= \omega_n A \cos(\omega_n t + \varphi) \end{aligned} \quad (24)$$

Donde φ = desfase entre el impulso y la respuesta de la rama.

y para $t=0$ se obtiene:

$$\begin{aligned} x(0) &= A \sin \varphi \\ x'(0) &= \omega_n A \cos \varphi \end{aligned} \quad (25)$$

En el instante antes del próximo impulso, el desplazamiento y la velocidad son:

$$\begin{aligned} x(\tau_i) &= A \sin(\omega_n \tau_i + \varphi) \\ x'(\tau_i) &= \omega_n A \cos(\omega_n \tau_i + \varphi) \end{aligned} \quad (26)$$

El impulso que actúa en ese momento, aumenta la velocidad súbitamente en J/m aunque el desplazamiento permanece esencialmente invariable. Suponiendo que se alcanza el estado estacionario, el desplazamiento y la velocidad después de cada ciclo deben repetirse.

Luego:

$$A \sin \varphi = A \sin(\omega_n \tau_i + \varphi) \quad (27)$$

$$\begin{aligned} \omega_n A \cos \varphi &= \omega_n A \cos(\omega_n \tau_i + \varphi) + \\ &J/m \end{aligned} \quad (28)$$

Ordenando las ecuaciones anteriores se obtiene:

$$\begin{aligned} \sin(\omega_n \tau_i + \varphi) - \sin \varphi &= 0 \\ \cos(\omega_n \tau_i + \varphi) - \cos \varphi &= -\frac{J}{\omega_n m A} \end{aligned}$$

Aplicando las propiedades de las identidades $\sin(A+B)$ y $\cos(A+B)$, las ecuaciones anteriores pueden escribirse como:

$$\begin{aligned} \operatorname{sen} \frac{\omega_n \tau_i}{2} \cos \left(\frac{\omega_n \tau_i}{2} + \varphi \right) &= 0 \\ \operatorname{sen} \frac{\omega_n \tau_i}{2} \operatorname{sen} \left(\frac{\omega_n \tau_i}{2} + \varphi \right) &= \frac{J}{2\omega_n mA} \end{aligned}$$

En las dos ecuaciones anteriores [30]

$$\operatorname{sen} \frac{\omega_n \tau_i}{2} \text{ no puede ser cero}$$

De esta última se obtiene la amplitud

$$A = \frac{J}{2\omega_n m \operatorname{sen} \frac{\omega_n \tau_i}{2}}$$

$$\cos \left(\frac{\omega_n \tau_i}{2} + \varphi \right) = 0$$

para un intervalo arbitrario τ_i el valor de (pues es la componente de la vibración

$$\operatorname{sen} \left(\frac{\omega_n \tau_i}{2} \right) = \frac{J}{2\omega_n mA}$$

libre), luego estas se satisfacen solo sí:

Luego las ecuaciones [30] se convierten en:

como:
Donde:

A= Amplitud teórica de la vibración generada (m)

J= Impulso = Cambio en la cantidad de movimiento ($\Delta P = m \cdot v$) en kg*m/s.

ω_n = frecuencia natural en rad/s.

f_n = frecuencia natural de resonancia (tercer modo) para vibraciones aplicadas en forma transversal (1552.23 c.p.m. hallada por Ciro, Alvarez y Oliveros (1998).

m= masa de la rama en kg.

τ_i =Intervalo de tiempo entre la aplicación de cada impacto en s.

El impulso J se puede determinar

aplicando los conceptos de conservación de energía cinética y cantidad de movimiento (Figura 6).

Figura 6. Posición relativa de la rama golpeada por una masa M.

Para efectos de este análisis se considera que el impacto es elástico.

$$V_{i1} + V_{f1} = V_{i2} + V_{f2} \quad (36)$$

¡Error!

Aplicando los conceptos de conservación de cantidad de movimiento y de energía cinética se obtiene:

- Conservación de cantidad de movimiento.

$$\begin{aligned} & \frac{1}{2}M^* v_{i1}^2 + \frac{1}{2}m^* v_{i2}^2 \\ &= \frac{1}{2}M^* v_{f1}^2 + \frac{1}{2}m^* v_{f2}^2 \end{aligned}$$

$$M^* v_{i1} + m^* v_{i1} = M^* v_{f1} + m^* v_{f2} \quad (34)$$

- Conservación de energía cinética.

Agrupando y simplificando términos se

considerando que la masa m (rama) se encuentra inicialmente en reposo ($V_{i2} = 0$), se tiene:

La velocidad del objeto incidente prácticamente no cambia, mientras que la rama responde a la colisión adquiriendo una velocidad V_{f2} .

$$v_{f2} = v_{i1} \left(\frac{2M}{M+m} \right)$$

Cuando la barra de masa M golpea la rama de masa m, esta última adquiere una

velocidad (V_{f2}) cuyo módulo es veces el módulo de la velocidad de la barra incidente V_{i1} (conocida del diseño

del mecanismo impactador).

Luego el impulso J (cambio en la cantidad de movimiento) esta dado por:

$$\bar{A} \equiv \frac{mV_{i1} \left(\frac{2M}{M+2Mm} \right)}{mV_{i1} \left(\frac{M}{M+\omega_n^2 m} \right)} = 2\omega_n m \operatorname{sen} \frac{\omega_n t}{2}$$

$$J = \Delta P = m \cdot V_{i2}$$

Reemplazando en [33]:

Comparación modelos teóricos con datos experimentales.

Los resultados obtenidos al comparar ambos modelos con los valores obtenidos experimentalmente (sensor desplazamiento), indican que la amplitud estimada teóricamente difiere de la encontrada experimentalmente. Se obtuvo para el modelo basado en la teoría excitaciones tipo impulso (Calero y Carta, 1999; Harris, 1996 y Thomson, 1993), en promedio un % error matemático del 38 % con un coeficiente de variación de 50,2% (Anexo 1). La variabilidad en los resultados obtenidos con este método puede atribuirse a la simplicidad del sistema tomado, en el cual se reduce un sistema de infinitos grados de libertad (rama) a un sistema simple resorte - masa de un grado de libertad, se ignoran el amortiguamiento, el punto de impacto y los cambios en las propiedades físico - mecánicas de la rama. Para el modelo de Kelvin (Mohsenin, 1986; Muller, 1978 y Srivastava, Goering y Rohrbach, 1993) se obtuvo en promedio un % error matemático del 85% con un coeficiente de variación de 4,2% (Anexo 2). Este porcentaje alto del error (% error) puede deberse a que el modelo de Kelvin de un grado de libertad es para condiciones estáticas, la fuerza de impacto

empleada no es la correcta, es decir la fuerza inercial del cuerpo antes de la colisión ($F_i = M \cdot a$) difiere de la fuerza de impacto, así como al hecho de no considerar las frecuencias naturales de vibración a las cuales responde la rama (vibración libre entre cada impacto), ni el período de aplicación de la excitación.

Con los resultados de este trabajo se puede concluir que a pesar de que los valores obtenidos mediante la simulación matemática, difieren de lo obtenido experimentalmente, estos se constituyen en una buena aproximación dada la simplicidad de los modelos utilizados en los cuales no se involucran variables que influyen altamente en la respuesta del sistema, tales como el amortiguamiento de la rama y la pérdida de masa del sistema a medida que se presenta un desprendimiento de frutos.

De los dos modelos analizados el que mejor se adapta a las condiciones experimentales es el basado en la teoría excitación tipo impulso, esto se debe muy probablemente a que este modelo en comparación con el de Kelvin involucra un mayor número de variables tanto en aspectos relativos a la generación de la

vibración como a la respuesta dinámica del sistema.

Se recomienda para posteriores estudios incluir el amortiguamiento en el modelo basado en la teoría excitación tipo impulso. Así como modelizar sub-estructuras (análisis mediante elementos finitos) cuyo análisis individualizado resulta de mayor utilidad.

CALERO. R. y CARTA. J. A. Fundamentos de mecanismos y máquinas para ingenieros. Madrid: McGraw - Hill, 1999. 615 p.

CIRO V., H. J. Estudio dinámico de la rama del café para el desarrollo de la cosecha mecánica por vibración. Medellín, 1997. 98p. Trabajo de grado (Ingeniero Agrícola). Universidad Nacional de Colombia. Facultad de Ciencias Agropecuarias.

_____; ALVAREZ M., F. y OLIVEROS T., C. E. Estudio de la dinámica de las vibraciones longitudinales y transversales aplicadas a las ramas de café. Chinchiná, Caldas: Cenicafé, 1998. 30 p.

HARRIS C. M. Shock and vibration handbook. New York: McGraw -Hill, 1996. p. 1-1, 44-66.

Aprobado para su publicación:
Febrero 15 de 2001

BIBLIOGRAFÍA

ARISTIZÁBAL T., I. D.; OLIVEROS T., C. E. y ALVAREZ M., F. Cosecha mecánica del café mediante vibraciones multidireccionales. *Err: Cenicafé*. Vol. 50, No.3 (1999); p.173-182.

_____; _____ y _____. Propiedades físico - mecánicas del árbol de café y su relación con la mecanización de la cosecha. *Err: Cenicafé*. Vol. 50, No.4 (1999); p. 313-326.

MOHSENIN. N. N. Physical properties of plant and animal materials. New York: Gordon and Breach Science, 1986. 890 p.

MULLER. H. G. Introducción a la reología de alimentos. Zaragoza: Acribia, 1978. 174 p.

ORTIZ C., J. Las máquinas agrícolas y su aplicación. 5 ed. Madrid: Mundi-Prensa, 1995. 465 p.

SRIVASTAVA. K. A.; GOERING. C. E. and ROHRBACH, R.P. Engineering principles of agricultural machines. Estados Unidos: ASAE, 1993. 601 p. (ASAE Textbook; No.6)

STEIDEL Junior, R. F. Introducción al estudio de las vibraciones mecánicas. 4ed. México: Continental, 1991. 415 p.

THOMSON, W. T. Theory of vibration with applications. Prentice Hall. 1993. 546 p.

ANEXO 1. Comparación modelo basado en la teoría de excitaciones tipo impulso con datos experimentales.

Rama	Masa de la rama (g)	Punto de excitación (cm)	Período de excitación (s)	Amplitud experimental (cm)	Velocidad cuerpo impactador (m/s)	Velocidad de la rama (cm/s)	Impulso J (g*cm/s)	Amplitud teórica (cm)	% Error Matemático
1	138	10	0,0449	0,4221	2,9360	110,5318	15253,3835	0,6945	39,2195
2	117	10	0,0449	0,4330	2,9360	126,1101	14754,8779	0,7923	45,3520
3	95	10	0,0449	0,6207	2,9360	147,9559	14055,8110	0,9296	33,2294
4	112	10	0,0449	0,6174	2,9360	130,4889	14614,7556	0,8199	24,6941
5	150	10	0,0449	0,5220	2,9360	103,2440	15486,5934	0,6487	19,5286
6	84	10	0,0449	0,6484	2,9360	161,9862	13606,8414	1,0178	36,2910
7	98	10	0,0449	0,2980	2,9360	144,5415	14165,0708	0,9081	67,1860
8	93	10	0,0449	0,7326	2,9360	150,3232	13980,0576	0,9445	22,4331
9	78	10	0,0449	0,4642	2,9360	170,8218	13324,1018	1,0733	56,7489
10	129	10	0,0445	0,5717	2,9627	117,7719	15192,5784	0,7866	27,3172
11	119	10	0,0445	0,7145	2,9627	125,5714	14942,9955	0,8387	14,8045
12	185	10	0,0445	0,5447	2,9627	87,3792	16165,1465	0,5836	6,6628
13	121	10	0,0445	0,7191	2,9627	123,9299	14995,5221	0,8277	13,1203
14	100	10	0,0445	0,6010	2,9627	143,6461	14364,6061	0,9594	37,3551
15	93	10	0,0445	0,7140	2,9627	151,6902	14107,1923	1,0131	29,5233
16	217	10	0,0445	0,8614	2,9627	76,1497	16524,4890	0,5086	69,3720
17	125	10	0,0445	0,7024	2,9627	120,7725	15096,5605	0,8066	12,9194
18	155	10	0,0441	0,5793	2,9896	102,3179	15859,2684	0,7292	20,5614
19	207	10	0,0441	0,3066	2,9896	80,0562	16571,6405	0,5706	46,2651
20	115	10	0,0441	0,3271	2,9896	130,1595	14968,3374	0,9277	64,7398
21	132	10	0,0441	0,3674	2,9896	116,6673	15400,0859	0,8315	55,8156
22	155	10	0,0441	0,5449	2,9896	102,3179	15859,2684	0,7292	25,2786

Continuación ANEXO 1....

Rama	Masa de la rama (g)	Punto de excitación (cm)	Período de excitación (s)	Amplitud experimental (cm)	Velocidad cuerpo impactador (cm/s)	Velocidad de la rama (cm/s)	Impulso J (g*cm/s)	Amplitud teórica (cm)	% Error Matemático
23	79	10	0,0441	0,3564	2,9896	172,3733	13617,493	1,2285	70,9900
24	103	10	0,0441	0,3938	2,9896	141,7292	14598,106	1,0101	61,0152
25	161	10	0,0441	0,8906	2,9896	99,1370	15961,056	0,7066	26,0452
26	84	10	0,0441	0,5327	2,9896	164,9434	13855,249	1,1756	54,6866
27	94	13	0,0439	0,7117	3,0096	152,8686	14369,645	1,1472	37,9611
28	106	13	0,0439	0,6113	3,0096	139,5757	14795,019	1,0474	41,6380
29	82	13	0,0439	0,6856	3,0096	168,9600	13854,720	1,2679	45,9280
30	79	13	0,0439	0,5787	3,0096	173,5265	13708,592	1,3022	55,5601
31	83	13	0,0439	0,6315	3,0096	167,4908	13901,735	1,2569	49,7579
32	82	13	0,0439	0,4427	3,0096	168,9600	13854,720	1,2679	65,0851
33	132	13	0,0439	0,4964	3,0096	117,4478	15503,110	0,8814	43,6787
34	83	13	0,0439	0,5693	3,0096	167,4908	13901,735	1,2569	54,7065
35	112	13	0,0439	0,8857	3,0096	133,7600	14981,120	1,0038	11,7640
36	69	13	0,0439	0,3998	3,0096	190,7073	13158,805	1,4311	72,0642
37	82	13	0,0437	0,4965	3,0230	169,7123	13916,407	1,3201	62,3879
38	122	13	0,0437	0,7195	3,0230	125,6312	15327,002	0,9772	26,3699
39	95	13	0,0437	0,9434	3,0230	152,3402	14472,315	1,1849	20,3834
40	100	13	0,0437	0,7536	3,0230	146,5697	14656,969	1,1400	33,8974
41	113	13	0,0437	0,5950	3,0230	133,4290	15077,473	1,0378	42,6691
42	98	13	0,0437	0,8214	3,0230	148,8246	14584,812	1,1576	29,0419
43	138	13	0,0437	0,5873	3,0230	113,8071	15705,374	0,8852	33,6543
44	129	13	0,0437	0,9078	3,0230	120,1689	15501,793	0,9347	2,8775
45	115	13	0,0437	0,9220	3,0230	131,6136	15135,564	1,0237	9,9358

PROMEDIO = 38,2337

C.V. = 50,1910 %

ANEXO 2. Comparación modelo de Kelvin con datos experimentales.

Rama	Masa de la rama (gr)	Punto de excitación (cm)	Período de excitación (s)	Amplitud experimental (cm)	Velocidad cuerpo impactador (m/s)	Coefficiente de amortiguamiento C (kg/s)	β (s ⁻¹)	Amplitud teórica (cm)	% Error Matemático
1	138	10	0,0449	0,4221	2,9360	0,2878	80,6331	3,6412	88,4076
2	117	10	0,0449	0,4330	2,9360	0,2650	80,6453	3,6406	88,1065
3	95	10	0,0449	0,6207	2,9360	0,2388	80,6581	3,6401	82,9481
4	112	10	0,0449	0,6174	2,9360	0,2593	80,6482	3,6405	83,0408
5	150	10	0,0449	0,5220	2,9360	0,3001	80,6261	3,6415	85,6653
6	84	10	0,0449	0,6484	2,9360	0,2246	80,6645	3,6398	82,1857
7	98	10	0,0449	0,2980	2,9360	0,2426	80,6563	3,6401	91,8135
8	93	10	0,0449	0,7326	2,9360	0,2363	80,6593	3,6400	79,8736
9	78	10	0,0449	0,4642	2,9360	0,2164	80,6680	3,6396	87,2459
10	129	10	0,0445	0,5717	2,9627	0,2783	80,6383	3,6741	84,4396
11	119	10	0,0445	0,7145	2,9627	0,2673	80,6441	3,6738	80,5514
12	185	10	0,0445	0,5447	2,9627	0,3333	80,6057	3,6755	85,1804
13	121	10	0,0445	0,7191	2,9627	0,2695	80,6430	3,6738	80,4265
14	100	10	0,0445	0,6010	2,9627	0,2450	80,6552	3,6733	83,6387
15	93	10	0,0445	0,7140	2,9627	0,2363	80,6593	3,6731	80,5614
16	217	10	0,0445	0,8614	2,9627	0,3609	80,5871	3,6764	76,5694
17	125	10	0,0445	0,7024	2,9627	0,2740	80,6406	3,6740	80,8816
18	155	10	0,0441	0,5793	2,9896	0,3051	80,6232	3,7081	84,3775
19	207	10	0,0441	0,3066	2,9896	0,3525	80,5929	3,7095	91,7347
20	115	10	0,0441	0,3271	2,9896	0,2628	80,6465	3,7070	91,1763

García G., E.; alvarez M., F.; Oliveros T., C.E.; Aristizábal T., I.D.

21	132	10	0,0441	0,3674	2,9896	0,2815	80,6366	3,7075	90,0904
----	-----	----	--------	--------	--------	--------	---------	--------	---------

Continuación ANEXO 2...

Rama	Masa de la rama (gr)	Punto de excitación (cm)	Período de excitación (s)	Amplitud experimental (cm)	Velocidad cuerpo impactador (m/s)	Coefficiente de amortiguamiento C (kg/s)	β (s ⁻¹)	Amplitud teórica (cm)	% Error Matemático
22	155	10	0,0441	0,5449	2,9896	0,3051	80,6232	3,7081	85,3052
23	79	10	0,0441	0,3564	2,9896	0,2178	80,6674	3,7061	90,3834
24	103	10	0,0441	0,3938	2,9896	0,2487	80,6534	3,7067	89,3761
25	161	10	0,0441	0,8906	2,9896	0,3109	80,6197	3,7083	75,9834
26	84	10	0,0441	0,5327	2,9896	0,2246	80,6645	3,7062	85,6268
27	94	13	0,0439	0,7117	3,0096	0,1954	66,3488	4,5360	84,3101
28	106	13	0,0439	0,6113	3,0096	0,2075	66,3431	4,5364	86,5246
29	82	13	0,0439	0,6856	3,0096	0,1825	66,3546	4,5356	84,8841
30	79	13	0,0439	0,5787	3,0096	0,1791	66,3560	4,5355	87,2408
31	83	13	0,0439	0,6315	3,0096	0,1836	66,3541	4,5357	86,0770
32	82	13	0,0439	0,4427	3,0096	0,1825	66,3546	4,5356	90,2395
33	132	13	0,0439	0,4964	3,0096	0,2316	66,3307	4,5373	89,0595
34	83	13	0,0439	0,5693	3,0096	0,1836	66,3541	4,5357	87,4484
35	112	13	0,0439	0,8857	3,0096	0,2133	66,3402	4,5366	80,4766
36	69	13	0,0439	0,3998	3,0096	0,1674	66,3608	4,5352	91,1845
37	82	13	0,0437	0,4965	3,0230	0,1825	66,3546	4,5558	89,1019
38	122	13	0,0437	0,7195	3,0230	0,2226	66,3354	4,5571	84,2116
39	95	13	0,0437	0,9434	3,0230	0,1965	66,3484	4,5563	79,2944
40	100	13	0,0437	0,7536	3,0230	0,2016	66,3460	4,5564	83,4607
41	113	13	0,0437	0,5950	3,0230	0,2143	66,3397	4,5568	86,9427
42	98	13	0,0437	0,8214	3,0230	0,1995	66,3469	4,5564	81,9724
43	138	13	0,0437	0,5873	3,0230	0,2368	66,3278	4,5577	87,1140
44	129	13	0,0437	0,9078	3,0230	0,2289	66,3321	4,5574	80,0806

45	115	13	0,0437	0,9220	3,0230	0,2161	66,3388	4,5569	79,7670
----	-----	----	--------	--------	--------	--------	---------	--------	---------

PROMEDIO = 84,9996

C.V. = 4,1142